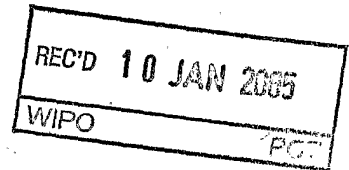


BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**PRIORITY
DOCUMENT**SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung****Aktenzeichen:**

10 2004 002 215.1

Anmeldetag:

15. Januar 2004

Anmelder/Inhaber:

Voith Turbo GmbH & Co KG, 89522 Heidenheim/DE

Bezeichnung:Antriebskraftübertragungsvorrichtung mit
hydrodynamischer Gegenlaufkupplung**IPC:**

F 16 D, F 02 B, F 02 G

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 16. Dezember 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Zitzenzier

Antriebskraftübertragungsvorrichtung mit hydrodynamischer Gegenlaufkupplung

Die Erfindung betrifft eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung zum Übertragen von Antriebskräften zwischen zwei Wellen insbesondere in einem Kraftfahrzeugantriebsstrang. Gemäß einer Ausführungsform betrifft die Erfindung ein sogenanntes Turbo-Compound-System mit einer solchen Antriebskraftübertragungsvorrichtung zwischen der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors und einer Abgasnutzturbine.

Eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung mit den Merkmalen, welche im Oberbegriff des Anspruchs 1 zusammengefasst sind, ist beispielsweise in dem US-Patent mit der Nummer 4,748,812 offenbart. Die dort gezeigte Antriebskraftübertragungsvorrichtung weist zwei Schnittstellen zur Übertragung von Antriebskraft von der Antriebskraftübertragungsvorrichtung beziehungsweise auf die Antriebskraftübertragungsvorrichtung auf. Eine Schnittstelle ist mit der Motorkurbelwelle verbunden, und die andere Schnittstelle ist mit der Abgasnutzturbine verbunden. Die gezeigte Antriebskraftübertragungsvorrichtung weist eine hydrodynamische Kupplung auf, zur Übertragung von Leistung von der Abgasnutzturbine auf die Kurbelwelle im sogenannten Turbinenbetrieb und von der Motorkurbelwelle auf die Abgasnutzturbine im sogenannten Bremsbetrieb. Dabei wird im Bremsbetrieb die Drehrichtung der Abgasnutzturbine umgekehrt, um die Abgasnutzturbine als Pumpe zu betreiben und somit Bremsmoment zu erzeugen. Die Drehrichtungsumkehr hat den Vorteil, dass ein vergleichsweise größeres Bremsmoment erzeugt werden kann als in solchen Turbo-Compound-Systemen, in denen sich die Abgasnutzturbine stets in dieselbe Richtung dreht, wie beispielsweise in dem US-Patent mit der Nummer 5,884,482 offenbart ist.

Um die Drehrichtungsumkehr der Abgasnutzturbine im Bremsbetrieb zu erreichen, ist zwischen der Motorkurbelwelle und der hydrodynamischen Kupplung ein Wendegetriebe mit zwei parallelen Getriebezügen angeordnet, wobei ein Getriebezug mit einem zusätzlichen Zwischenzahnrad ausgeführt ist, um gegenüber dem anderen Getriebezug auf der Ausgangsseite eine entgegengesetzte Drehrichtung zu bewirken. Die beiden Getriebezüge werden durch die Verwendung

von mechanischen Kupplungen derart geschaltet, dass immer nur ein einziger Getriebezug in einer Triebverbindung Antriebskraft überträgt.

Das gezeigte System weist aufgrund der notwendigen Umschaltungen zwischen den Getriebezügen und dem Einsatz von mechanischen Kupplungen, insbesondere Lamellenkupplungen, die Nachteile auf, dass es vergleichsweise aufwendig und damit teuer in der Herstellung ist sowie aufgrund der zahlreichen mechanischen, schaltbaren Komponenten störanfällig und wartungsintensiv ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung darzustellen, welche gegenüber dem Stand der Technik verbessert ist. Insbesondere soll eine weitgehend verschleißfreie Schaltfunktion ermöglicht werden und der bauliche Aufwand vermindert werden. Dabei soll die erfindungsgemäße Antriebskraftübertragungsvorrichtung insbesondere in Turbo-Compound-Systemen verwendet werden können.

Die erfindungsgemäße Antriebskraftübertragungsvorrichtung zeichnet sich durch eine hydrodynamische Kupplung aus, welche zwei voneinander getrennt angeordnete Arbeitsräume aufweist, die jeweils zur Übertragung von Drehmoment von einem beschaufelten Primärrad auf ein beschaufeltes Sekundärrad mit Arbeitsmedium unabhängig voneinander befüllbar sind. Um die beiden Arbeitsräume auszubilden, sind zwei Primärräder und wenigstens ein Sekundärrad vorgesehen, wobei das Sekundärrad vorteilhaft zwei Beschaufelungen aufweist, nämlich jeweils eine Beschaufelung für einen der beiden Arbeitsräume. Die beiden Beschaufelungen können beispielsweise in einer Back-to-back-Anordnung in einem gemeinsamen Sekundärrad ausgebildet sein.

Jeweils die Schaufeln eines Primärrads und der entsprechenden Beschaufelungen des wenigstens einen Sekundärrads sind – wie bei hydrodynamischen Kupplungen üblich – gegenüberstehend angeordnet, um so einen torusförmigen Arbeitsraum auszubilden.

Es sind zwei parallele Getriebezüge vorgesehen, welche ständig in Triebverbindung mit einer der beiden Schnittstellen stehen. Der erste Getriebezug steht ferner in Triebverbindung mit dem ersten Primärrad, und der zweite Getriebezug steht in ständiger Triebverbindung mit dem zweiten Primärrad.

Im Sinne der vorliegenden Erfindung wird unter dem Begriff „befüllbar“ beziehungsweise „befüllt“ sowohl eine vollständige Befüllung als auch eine teilweise Befüllung verstanden. Unter dem Begriff „entleerbar“ beziehungsweise „entleert“ wird eine vollständige Entleerung oder eine Entleerung auf eine vorgegebene Restarbeitsmediummenge im Arbeitsraum verstanden.

Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung steht das wenigstens eine Sekundärrad, besonders das gemeinsame Sekundärrad, in ständiger Triebverbindung mit der ersten Schnittstelle, und die beiden Getriebezüge stehen in ständiger Triebverbindung unmittelbar mit der zweiten Schnittstelle. Dabei können beispielsweise die Primärräder auf einer gemeinsamen Achse angeordnet sein, wobei vorteilhaft eines der Primärräder drehfest und das andere Primärrad drehbar auf der gemeinsamen Achse gelagert ist. Vorteilhaft trägt die gemeinsame Achse ferner ein Zahnrad von einem der beiden Getriebezüge drehfest.

Das wenigstens eine Sekundärrad, insbesondere das gemeinsame Sekundärrad, kann vorteilhaft ebenfalls auf der gemeinsamen Achse und zwar axial zwischen den beiden Primärrädern angeordnet sein. Das wenigstens eine Sekundärrad ist dabei drehbar auf der gemeinsamen Achse gelagert, das heißt mittels einer sogenannten Relativlagerung.

Auch jeweils ein Zahnrad von beiden Getriebezügen kann auf der gemeinsamen Achse gelagert sein, wobei dann vorteilhaft das Zahnrad des Getriebezugs, welcher mit dem drehbar auf der gemeinsamen Achse angeordneten Primärrad in unmittelbarer Triebverbindung steht, drehbar auf der gemeinsamen Achse angeordnet ist, und das Zahnrad des zweiten Getriebezugs, welcher in unmittelbarer Triebverbindung mit dem Primärrad steht, das drehfest auf der gemeinsamen Achse gelagert ist, ebenfalls drehfest auf der gemeinsamen Achse gelagert ist, so dass das

entsprechende Moment über die gemeinsame Achse zwischen dem Primärrad und dem Getriebezug übertragen wird.

Vorteilhaft sind die Schaufeln der Primärräder und des wenigstens einen Sekundärrads schräggehend gegenüber der Mittelachse der hydrodynamischen Kupplung angeordnet, das heißt, sie stehen nicht senkrecht zu der Ebene eines Radialschnitts durch einen Arbeitsraum der hydrodynamischen Kupplung.

Bei solchen schräggehend angeordneten Schaufeln unterscheidet man hinsichtlich der Relativbewegung zueinander zwischen einer spießenden Anordnung und einer fliehenden Anordnung. Bei beiden Anordnungen fluchten die sich gegenüberstehenden Schaufeln miteinander. Bei der spießenden Anordnung sind die Schaufeln des antreibenden Rades ausgehend von dem dem angetriebenen Rad zugewandten axialen Ende entgegen der Drehrichtung des antreiben Rades geneigt, während bei der fliehenden Anordnung die Schaufeln des antreibenden Rades ausgehend von dem dem angetriebenen Rad zugewandten axialen Ende in Drehrichtung des antreibenden Rades geneigt sind.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführung sind die Schaufeln der beiden Arbeitsräume derart schräggehend angeordnet, dass bei der Drehrichtung, welche sich im entleerten Betrieb des entsprechenden Arbeitsraums einstellt, die sich gegenüberstehenden Schaufeln sich fliehend zueinander drehen.

Das gemeinsame Sekundärrad kann zusammen mit dem Gehäuse der hydrodynamischen Kupplung die beiden Primärräder wenigstens teilweise umschließen, was durch das weiter unten beschriebene und in den Figuren gezeigte Ausführungsbeispiel besser verständlich wird.

Das erfindungsgemäße Turbo-Compound-System umfasst einen Verbrennungsmotor mit einer Kurbelwelle und eine Abgasnutzturbine, die in einem Abgasstrom des Verbrennungsmotors angeordnet ist und in eine Triebverbindung mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors schaltbar ist. Insofern weist das

erfindungsgemäße Turbo-Compound-System die üblichen Merkmale von bekannten Turbo-Compound-Systemen auf.

Im erfindungsgemäßen Turbo-Compound-System ist jedoch in die Triebverbindung zwischen der Abgasnutzturbine und der Kurbelwelle eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung mit den oben beschriebenen erfindungsgemäßen Merkmalen geschaltet. Eine Schnittstelle steht mit der Kurbelwelle in ständiger Triebverbindung, während die andere Schnittstelle in ständiger Triebverbindung mit der Abgasnutzturbine steht. Durch das Schalten der erfindungsgemäßen Antriebskraftübertragungsvorrichtung durch entsprechendes gezieltes Befüllen des einen oder des anderen Arbeitsraumes laufen die Wellen in beiden Schnittstellen entweder in gleicher Drehrichtung oder in entgegengesetzter Drehrichtung um, wodurch ein entsprechender Antriebsleistungsfluss von der Kurbelwelle auf die Abgasnutzturbine oder von der Abgasnutzturbine auf die Kurbelwelle erreicht wird.

Selbstverständlich ist es möglich, auch beide Arbeitsräume gleichzeitig mit Arbeitsmedium zu befüllen, um so ein zusätzliches Bremsmoment innerhalb der Kupplung zu erzeugen. Ein solches System würde dann wie ein sogenanntes Turbo-Compound-Retarder-System arbeiten.

Die Erfindung soll nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels und den Figuren näher beschrieben werden.

Es zeigen:

Figur 1 schematisch den Leistungsfluss in einem Turbo-Compound-System mit einer erfindungsgemäßen Antriebskraftübertragungsvorrichtung im Nennbetrieb;

Figur 2 das erfindungsgemäße Turbo-Compound-System aus der Figur 1 im Bremsbetrieb.

In der Figur 1 erkennt man die erste Schnittstelle 1, welche durch die Kurbelwelle 12 des schematisch dargestellten Verbrennungsmotors 11 gebildet wird. Am anderen, axial gegenüberliegenden Ende der Antriebskraftübertragungsvorrichtung 10 erkennt man die Schnittstelle 2, welche durch eine Welle 11 gebildet wird, die die Ritzel 12 und 13 des ersten Getriebezugs 4 und des zweiten Getriebezugs 5 trägt sowie drehfest mit dem Läufer der Abgasnutzturbine 13 verbunden ist. Die Kurbelwelle 12 trägt zusätzlich ein Zahnrad 14, welches über das drehfest am Gehäuse 3.6 angeschlossene beziehungsweise integral mit diesem Gehäuse ausgebildete Zahnrad 15 das Sekundärrad 3.5 der hydrodynamischen Kupplung 3, welches drehfest am Gehäuse 3.6 angeschlossen beziehungsweise integral mit diesem ausgebildet ist, antreibt.

Eine gemeinsame Welle 7 (entlang der Mittelachse 6 der hydrodynamischen Kupplung 3) ist beidseits der hydrodynamischen Kupplung beziehungsweise an den axialen Enden der Antriebskraftübertragungsvorrichtung 10 drehbar gelagert und drehstarr mit dem ersten Primärrad 3.3 sowie dem Zahnrad 16 des ersten Getriebezugs 4 verbunden. Das Zahnrad 17 des zweiten Getriebezugs 5, welches mit dem Ritzel 13 kämmt, ist auf der gemeinsamen Welle 7 relativ gelagert, das heißt, es wird von der gemeinsamen Welle 7 drehbeweglich getragen.

Die gemeinsame Welle 7 trägt ferner das gemeinsame Sekundärrad 3.5 drehbeweglich, das heißt, das Sekundärrad 3.5 ist auf der gemeinsamen Welle 7 relativgelagert. Da das Gehäuse 3.6 der hydrodynamischen Kupplung 3 an dem gemeinsamen Sekundärrad 3.5 angeschlossen ist beziehungsweise integral mit diesem ausgebildet ist, wird somit auch das Gehäuse 3.6 drehbeweglich über das Lager des Sekundärrads 3.5 auf der gemeinsamen Welle 7 getragen.

Die hydrodynamische Kupplung 3 weist zwei Arbeitsräume 3.1 und 3.2 auf, welche unabhängig voneinander mit Arbeitsmedium befüllt oder entleert werden können. Der erste Arbeitsraum 3.1 wird durch das Primärrad 3.3 und den ersten Teil des Sekundärrads 3.5 gebildet, und der zweite Arbeitsraum 3.2 wird durch das Primärrad 3.4 und den zweiten Teil des Sekundärrads 3.5 gebildet. Die Primärräder und die entsprechenden Teile des Sekundärrads stehen sich, wie bei hydrodynamischen

Kupplungen bekannt, derart gegenüber, dass jeder Arbeitsraum in Form eines torusförmigen Ringes ausgebildet wird.

Die Beschau felungen der Prim ärr äder beziehungsweise des gemeinsamen Sekund ärr äds ist schematisch dargestellt, genau wie die Drehrichtung der Beschau felung durch die in den Arbeitsräumen eingezeichneten Pfeile. Dabei ist die schematische Darstellung derart zu lesen, dass die Schaufeln in einer axialen Draufsicht gezeigt sind, und die Drehrichtung entsprechend in einer axialen Draufsicht angedeutet ist. Das erste Prim ärr äd 3.3 trägt die Beschau felung 3.3.1, das zweite Prim ärr äd 3.4 trägt die Beschau felung 3.4.1, und das gemeinsame Sekund ärr äd 3.5 trägt die Beschau felung 3.5.1 sowie die Beschau felung 3.5.2. Wie man sieht, sind die Beschau felungen 3.5.1 und 3.5.2 des Sekund ärr äds 3.5 in einer Back-to-back-Anordnung ausgebildet.

Eine besonders kompakte Anordnung wird dadurch erreicht, dass das gemeinsame Sekund ärr äd 3.5 zusammen mit dem Gehäuse 3.6 die beiden Prim ärr äder 3.3 und 3.4 auf drei Seiten umschließt, wobei die vierte Seite durch die gemeinsame Welle 7 abgedeckt wird. Somit ist auch eine leichte Abdichtung der beiden Arbeitsräume 3.1 und 3.2 gegenüber der Umgebung möglich.

Die Abgasnutzturbine ist – wie bei Turbo-Compound-Systemen üblich – in einem Abgasstrom 14 des Verbrennungsmotors angeordnet. Selbstverständlich können weitere Abgasnutzsysteme, wie beispielsweise ein Abgasturbolader, umfassend eine weitere Abgasnutzturbine und einen Kompressor, vorgesehen sein.

Die Abgasnutzturbine 13, welche über die Welle 11, die die beiden Ritzel 12 und 13 des ersten und zweiten Getriebezugs 4 und 5 drehfest trägt, in ständiger Triebverbindung mit den beiden Getriebezügen 4, 5 steht, kann in zwei entgegengesetzte Drehrichtungen betrieben werden. Dies wird dadurch erreicht, dass zwischen dem Ritzel 12 und dem Zahnrad 16 des ersten Getriebezugs 4 ein weiteres Umkehr rad 17 eingebracht ist.

Die unterschiedlichen Betriebsmodi der gezeigten Vorrichtung werden nachfolgend im einzelnen erklärt:

Durch den Pfeil 100 wird der Leistungsfluss angedeutet, das heißt die Richtung der Antriebskraftübertragung. Gemäß der Figur 1, in welcher der Nennbetrieb, auch Turbinenbetrieb genannt, dargestellt ist, wird Antriebskraft von der Abgasnutzturbine 13 auf die Kurbelwelle 12 übertragen. Die Abgasnutzturbine 13 treibt die Welle 11 an, und zwar in der Drehrichtung, wie sie durch den Pfeil 105 dargestellt ist. Alle Drehrichtungen beziehen sich dabei auf eine Sichtrichtung, wie sie durch den Pfeil 101 dargestellt ist. Die Drehbewegung der Welle 11 wird über den zweiten Getriebezug 5 auf das zweite Primärrad 3.4 übertragen. Da der zweite Arbeitsraum 3.2 mit Arbeitsmedium befüllt ist, treibt das zweite Primärrad 3.4 das Sekundärrad 3.5 in entsprechend der gleichen Umlaufrichtung an, siehe die Pfeile im Arbeitsraum 3.2. Diese Umlaufrichtung ist der Drehrichtung der Welle 11 entgegengesetzt, aufgrund dessen, dass ausschließlich zwei Zahnräder miteinander kämmen - Zahnrad 5 und Ritzel 13 -, und durch den Pfeil 104 dargestellt. Entsprechend dreht sich auch das Gehäuse 3.6 in dieselbe Richtung, siehe den Pfeil 103. Da das Gehäuse 3.6 über das Zahnrad 15 mit dem Zahnrad 14 kämmt, wird die Kurbelwelle 12 in entgegengesetzter Richtung angetrieben, siehe den Pfeil 102.

Aufgrund der ständigen Triebverbindung zwischen den beiden Getriebezügen 4 und 5 mit der Ausgangswelle der Abgasnutzturbine 13 wird auch der erste Getriebezug 4 angetrieben. Über den ersten Getriebezug 4 wird somit die gemeinsame Welle 7 gedreht, und zwar aufgrund des zusätzlichen Zwischenrads 17 in derselben Richtung wie die Welle 11. Über die gemeinsame Welle 7 wird somit auch das erste Primärrad 3.3 angetrieben, nämlich in entgegengesetzter Richtung wie das zweite Primärrad 3.4, wie durch den Pfeil über der Beschaufelung 3.3.1 des ersten Primärrads 3.1 dargestellt ist. Somit läuft das erste Primärrad 3.3 in entgegengesetzter Richtung wie das Sekundärrad 3.5, um und es entsteht ein Schlupf von 200 Prozent. Da jedoch der Arbeitsraum 3.1 zwischen dem ersten Primärrad 3.3 und dem Sekundärrad 3.5 nicht oder bis auf eine vorgegebene Restarbeitsmediummenge nicht mit Arbeitsmedium befüllt ist, wird kein oder nahezu kein Drehmoment von dem ersten Primärrad 3.3 auf das Sekundärrad 3.5 übertragen, und somit keine Verlustleistung

hinsichtlich des Antriebs der Kurbelwelle 12 durch die Abgasnutzturbine 13 erzeugt. Eine solche Minimierung der Verlustleistung wird insbesondere dadurch erreicht, dass die sich gegenüberstehend angeordneten Schaufeln des ersten Primärrades und des Sekundärrades 3.3.1 und 3.5.1 derart gegenüber der Längsachse 6 der hydrodynamischen Kupplung 3 winklig angeordnet sind, dass sie in den gezeigten Betriebsmodus fliehend zueinander angetrieben werden. Die sich gegenüberstehend angeordneten Schaufeln des zweiten Primärrades und des Sekundärrades 3.4.1 und 3.5.2 sind hingegen entgegengesetzt zu den Schaufeln im ersten Arbeitsraum 3.1 gegenüber der Längsachse 6 angewinkelt, so dass sie in dem gezeigten Betriebsmodus spießend zueinander angetrieben werden, was zu einer besonders effektiven Leistungsübertragung zwischen dem zweiten Primärrad 3.4 und dem gemeinsamen Sekundärrad 3.5 führt und einer entsprechend verlustarmen Übertragung der Antriebsleistung von der Abgasnutzturbine 13 auf die Kurbelwelle 12.

In der Figur 2 ist der zweite Betriebsmodus, nämlich der Bremsbetriebsmodus, dargestellt. In diesem Betriebsmodus wird Antriebsleistung von der Kurbelwelle 12 auf die Abgasnutzturbine 13 übertragen, siehe die Richtung des Pfeils 100, was einerseits zur Abbremsung der Kurbelwelle 12 führt und andererseits die Abgasnutzturbine 13 als Pumpe mit einem vergleichsweise hohen Wirkungsgrad durch Umkehr ihrer Drehrichtung gegenüber dem Turbinenbetrieb arbeiten lässt. Entsprechend der Drehrichtungsumkehr der Abgasnutzturbine 13 pumpt die Abgasnutzturbine 13 einen Abgasstrom entgegen der Abgasströmungsrichtung im Nennbetrieb, gegen die Drosselstelle 18, siehe die Umkehr der Pfeile 14, welche den Abgasstrom andeuten.

Die Kurbelwelle 12 treibt über das Zahnrad 14 in unveränderter Drehrichtung (siehe Pfeil 102) das Gehäuse 3.6 und damit das Sekundärrad 3.5 an, und zwar mit der Drehrichtung 103, welche ebenfalls gegenüber dem Nennbetrieb unverändert ist, da die Kurbelwelle 12 stets in derselben Drehrichtung umläuft.

Im Bremsbetrieb gemäß der Figur 2 ist jedoch der Arbeitsraum 3.1 mit Arbeitsmedium befüllt, so dass Drehmoment vom Sekundärrad 3.5 auf das erste

Primärrad 3.1 übertragen wird. Entsprechend läuft jetzt das Primärrad 3.3 in derselben Drehrichtung um wie das Sekundärrad 3.5, so dass sich die gemeinsame Welle 7 jetzt in hinsichtlich des Nennbetriebs entgegengesetzter Richtung dreht, siehe den Pfeil 106. Über den ersten Getriebezug 4 wird die Welle 11 angetrieben und zwar mit einer Drehrichtung, welche der Drehrichtung der gemeinsamen Welle 7 entspricht, siehe den Pfeil 105. Diese Drehrichtung (Pfeil 105) der Welle 11 ist der Drehrichtung, welche sich im Nennbetrieb aufgrund des Antriebs durch die Abgasnutzturbine 13 eingestellt hat, entgegengesetzt, so dass die Abgasnutzturbine in entgegengesetzter Richtung angetrieben wird.

Aufgrund der ständigen Drehverbindung zwischen der Abgasnutzturbine und des zweiten Getriebezugs 5 wird weiterhin das zweite Primärrad 3.4 angetrieben, welches sich jetzt entgegengesetzt zu dem Sekundärrad 3.5 dreht. Da jedoch der zweite Arbeitsraum 3.2 entleert oder bis auf eine vorgegebene Restarbeitsmediummenge entleert ist, wird kein oder nur wenig Drehmoment von dem zweiten Primärrad 3.4 auf das Sekundärrad 3.5 übertragen, ein entsprechende Verlustleistung ist gering. Das zweite Primärrad 3.4 läuft gegenüber dem Sekundärrad 3.5 mit einem Schlupf von 200 Prozent um. Wie man sieht, wird durch die gewählte schräggestellte Beschaufelung eine fliehende Bewegung zwischen dem zweiten Primärrad 3.4 und dem Sekundärrad 3.5 erreicht, was zur Verlustleistungsminimierung beiträgt.

Die erfindungsgemäße Antriebskraftübertragungsvorrichtung beziehungsweise das erfindungsgemäße Turbo-Compound-System bietet verschiedene Vorteile: So ist die Schaltfunktion verschleißfrei in der hydrodynamischen Kupplung integriert. Die zusätzlich erforderlichen Zahnräder sind auf der „schnellen“ Seite angeordnet und damit klein. Im Bremsbetrieb wird der „aktive“ Kreislauf, das heißt der Kreislauf, welcher mit Arbeitsmedium befüllt ist, fliehend angetrieben. Dies hat den Vorteil, dass durch eine gezielte Füllungsveränderung der Kupplungsschlupf und damit die Drehzahl der als Pumpe arbeitenden Abgasnutzturbine variiert werden kann. Damit können beispielsweise eine Überdrehzahl oder Überdrehmomente an der Abgasnutzturbine verhindert werden.

Durch gezieltes Befüllen des „inaktiven“ Kupplungskreislaufes, das heißt des Arbeitsraumes, welcher nicht mit Arbeitsmedium befüllt ist oder nur mit einer vorgegebenen Restarbeitsmediummenge befüllt ist, kann ein zusätzliches Bremsmoment innerhalb der hydrodynamischen Kupplung erzeugt werden.

Patentansprüche

1. Antriebskraftübertragungsvorrichtung
- 1.1 mit einer ersten Schnittstelle (1) zur Übertragung von Antriebskraft von der Antriebskraftübertragungsvorrichtung und auf die Antriebskraftübertragungsvorrichtung;
- 1.2 mit einer zweiten Schnittstelle (2) zur Übertragung von Antriebskraft von der Antriebskraftübertragungsvorrichtung und auf die Antriebskraftübertragungsvorrichtung;
- 1.3 die erste und die zweite Schnittstelle (1, 2) stehen miteinander in einer Triebverbindung, wobei in einem ersten Betriebsmodus Antriebskraft von der ersten auf die zweite Schnittstelle übertragen wird und in einem zweiten Betriebsmodus Antriebskraft von der zweiten auf die erste Schnittstelle übertragen wird;
- 1.4 in die Triebverbindung zwischen der ersten und der zweiten Schnittstelle (1, 2) ist eine hydrodynamische Kupplung (3) geschaltet;
- 1.5 in die Triebverbindung sind in Reihe zu der hydrodynamischen Kupplung (3) ein erster Getriebezug (4) und ein zweiter Getriebezug (5) parallel zueinander geschaltet, wobei der zweite Getriebezug (5) gegenüber dem ersten Getriebezug (4) eine Drehrichtungsumkehr an einer der beiden Schnittstellen (1, 2) bewirkt;
- gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 1.6 die hydrodynamische Kupplung (3) weist zwei voneinander getrennte Arbeitsräume (3.1, 3.2) auf, die zur Übertragung von Drehmoment von jeweils einem beschaufelten Primärrad (3.3, 3.4) auf wenigstens ein beschaufeltes Sekundärrad (3.5) der hydrodynamischen Kupplung (3) unabhängig voneinander mit Arbeitsmedium befüll- und entleerbar sind, wobei die Schaufeln (3.3.1, 3.5.1, 3.5.2, 3.4.1) der Primärräder (3.3, 3.4) und des wenigstens einen Sekundärrads (3.5) gegenüberstehend angeordnet sind;
- 1.7 der erste Getriebezug (4) steht in ständiger Triebverbindung mit dem ersten Primärrad (3.1), und der zweite Getriebezug (5) steht in ständiger Triebverbindung mit dem zweiten Primärrad (3.2);

- 1.8 beide Getriebezüge (4, 5) stehen in ständiger Triebverbindung mit einer der beiden Schnittstellen (1, 2).
2. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass beide Arbeitsräume (3.1, 3.2) durch ein gemeinsames Sekundärrad (3.5) begrenzt werden, wobei das Sekundärrad (3.5) die Sekundärradbeschaufelungen (3.5.1, 3.5.2) beider Arbeitsräume (3.1, 3.2) in einer Back-to-back-Anordnung trägt.
3. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das wenigstens eine Sekundärrad (3.5), insbesondere das gemeinsame Sekundärrad, in ständiger Triebverbindung mit der ersten Schnittstelle (1) steht, und die beiden Getriebezüge (4, 5) in ständiger, unmittelbarer Triebverbindung mit der zweiten Schnittstelle (2) stehen.
4. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die sich gegenüberstehend angeordneten Schaufeln (3.3.1, 3.5.1, 3.5.2, 3.4.1) jeweils der Primärräder (3.3, 3.4) und des wenigstens einen Sekundärrads (3.5) gegenüber der Mittelachse (6) der hydrodynamischen Kupplung (3) schrägstehend angeordnet sind.
5. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass in dem ersten Betriebsmodus ausschließlich der erste Arbeitsraum (3.1) mit Arbeitsmedium befüllt ist, und in dem zweiten Betriebsmodus ausschließlich der zweite Arbeitsraum (3.2) mit Arbeitsmedium befüllt ist, und die schrägstehende Anordnung der gegenüberstehend angeordneten Schaufeln (3.3.1, 3.5.1, 3.5.2, 3.4.1) derart ausgeführt ist, dass bei der Drehmomentübertragung in der hydrodynamischen Kupplung (3) im jeweils entleerten Arbeitsraum die sich gegenüberstehend angeordneten Schaufeln fliehend zueinander bewegen.

6. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das gemeinsame Sekundärrad (3.5) drehfest mit einem Gehäuse (3.6) der hydrodynamischen Kupplung (3) ausgebildet ist und zusammen mit dem Gehäuse die beiden Primärräder (3.3, 3.4) wenigstens teilweise umschließt.
7. Antriebskraftübertragungsvorrichtung gemäß einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass beide Primärräder (3.3, 3.4) auf einer gemeinsamen Welle (7) angeordnet sind, wobei ein Primärrad (3.3) drehfest und das andere Primärrad (3.4) drehbeweglich auf der gemeinsamen Welle (7) gelagert ist, und das wenigstens eine Sekundärrad (3.5) axial zwischen den beiden Primärrädern (3.3, 3.4) drehbeweglich auf der gemeinsamen Welle (7) gelagert ist.
8. Turbo-Compound-System, umfassend
 - 8.1 einen Verbrennungsmotor (11) mit einer Kurbelwelle (12);
 - 8.2 eine Abgasnutzturbine (13), die in einem Abgasstrom (14) des Verbrennungsmotors (11) angeordnet ist und in eine Triebverbindung mit der Kurbelwelle (12) schaltbar ist; dadurch gekennzeichnet, dass
 - 8.3 in die Triebverbindung zwischen der Abgasnutzturbine (13) und der Kurbelwelle (12) eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung (10) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 7 geschaltet ist, wobei eine Schnittstelle (1, 2), insbesondere die erste Schnittstelle (1), mit der Kurbelwelle (12) in ständiger Triebverbindung steht, und die andere Schnittstelle (1, 2) insbesondere die zweite Schnittstelle (2), in ständiger Triebverbindung mit der Abgasnutzturbine (13) steht.

Antriebskraftübertragungsvorrichtung mit hydrodynamischer Gegenlaufkupplung

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft eine Antriebskraftübertragungsvorrichtung

- mit einer ersten Schnittstelle zur Übertragung von Antriebskraft von der Antriebskraftübertragungsvorrichtung und auf die Antriebskraftübertragungsvorrichtung;
- mit einer zweiten Schnittstelle zur Übertragung von Antriebskraft von der Antriebskraftübertragungsvorrichtung und auf die Antriebskraftübertragungsvorrichtung;
- die erste und die zweite Schnittstelle stehen miteinander in einer Triebverbindung, wobei in einem ersten Betriebsmodus Antriebskraft von der ersten auf die zweite Schnittstelle übertragen wird und in einem zweiten Betriebsmodus Antriebskraft von der zweiten auf die erste Schnittstelle übertragen wird;
- in die Triebverbindung zwischen der ersten und der zweiten Schnittstelle ist eine hydrodynamische Kupplung geschaltet;
- in die Triebverbindung sind in Reihe zu der hydrodynamischen Kupplung ein erster Getriebezug und ein zweiter Getriebezug parallel zueinander geschaltet, wobei der zweite Getriebezug gegenüber dem ersten Getriebezug eine Drehrichtungsumkehr an einer der beiden Schnittstellen bewirkt.

Die erfindungsgemäße Antriebskraftübertragungsvorrichtung ist gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- die hydrodynamische Kupplung weist zwei voneinander getrennte Arbeitsräume auf, die zur Übertragung von Drehmoment von jeweils einem beschaufelten Primärrad auf wenigstens ein beschaufeltes Sekundärrad der hydrodynamischen Kupplung unabhängig voneinander mit Arbeitsmedium befüll- und entleerbar sind, wobei die Schaufeln der Primärräder und des wenigstens einen Sekundärrads gegenüberstehend angeordnet sind;

- der erste Getriebezug steht in ständiger Triebverbindung mit dem ersten Primärrad, und der zweite Getriebezug steht in ständiger Triebverbindung mit dem zweiten Primärrad;
- beide Getriebezüge stehen in ständiger Triebverbindung mit einer der beiden Schnittstellen.

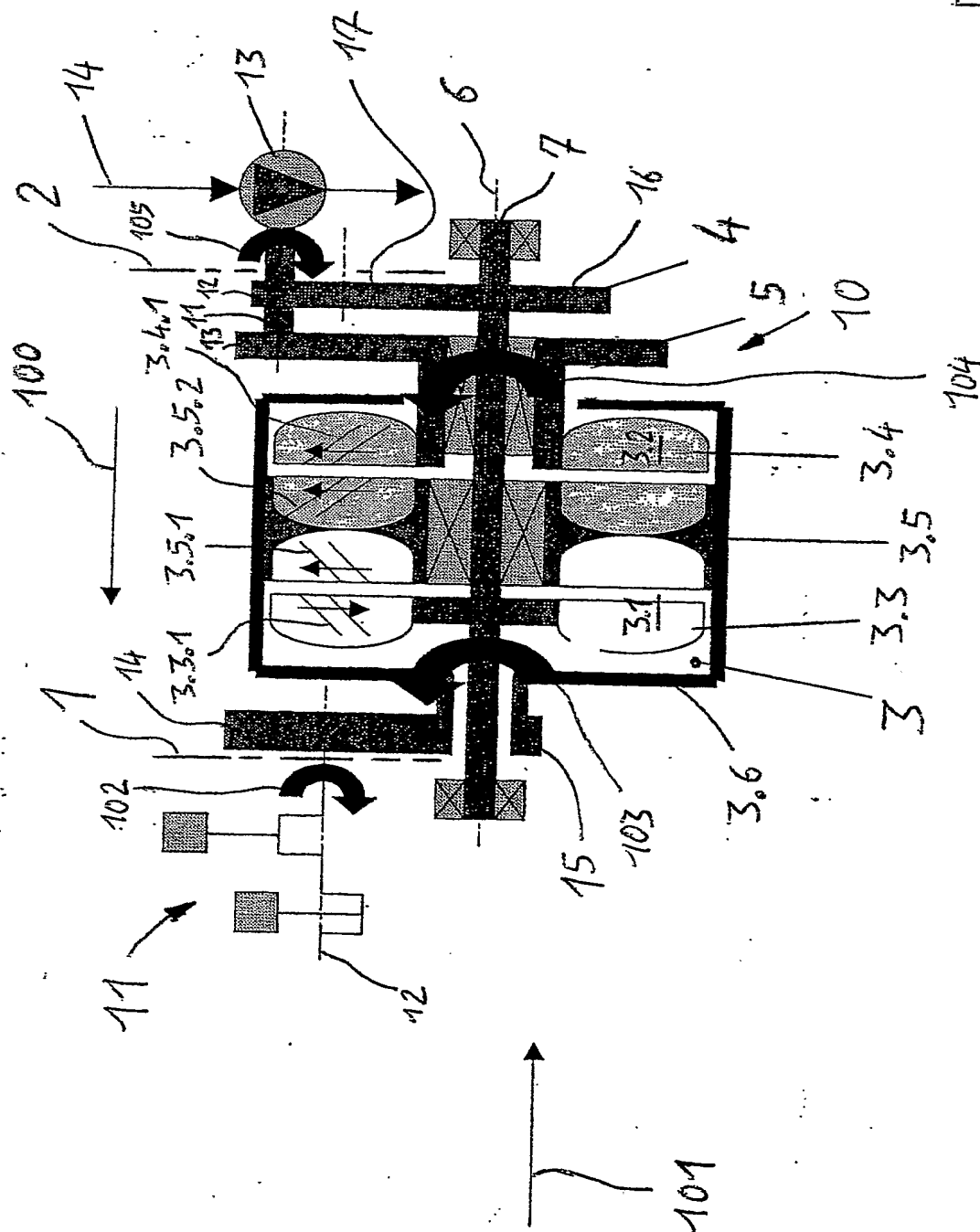


Fig. 1

Fig. 2

